

каскадном цикле получается из газа, подлежащего сжижению. При такой схеме исключаются затраты [1] на доставку и хранение хладагентов, так как за счет испарившегося в процессе хранения метана возможно пополнение запаса хладагента в метановом цикле, что, в свою очередь, позволяет сократить количество оборудования. Сжижение происходит под существенным давлением, снижая затраты на энергию и значительно повышая КПД установки.

Список использованных источников

1. Бармин И. Д. Сжиженный природный газ вчера, сегодня, завтра. М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. 122 с.
2. Балыбердина И. Т. Физические методы переработки и использования газа: учебник для вузов М. : Недра, 1988. С. 404–205.
3. Баранов А. Ю., Тихонов К. А., Андреев А. М., Березин Н. А. Энергоэффективные циклы сжижения природного газа // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование». 2016. № 1. С. 5–7.

УДК 624.9

ИЗУЧЕНИЕ ВЛИЯНИЯ ПРОДОЛЬНОГО ПЕРЕНОСА ТЕПЛА В СТЕНКЕ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

STUDYING OF THE INFLUENCE OF LONGITUDINAL HEAT TRANSFER IN THE WALL ON THE EFFICIENCY OF THE HEAT EXCHANGER

Мовчан М. О., Прун О. Е.

Московский энергетический институт, г. Москва

MovchanMO@mpei.ru

Movchan M. O., Prun O. E.

Moscow Power Engineering Institute, Moscow

Аннотация: Работа посвящена изучению влияния продольной теплопроводности в стенке канала на температурный график теплообменника и на его эффективность. Разработана математическая модель теплообмена в микроканальном теплообменнике с учётом продольной теплопроводности в стенке трубы.

Abstract: This work is devoted to the studying of the effect of axial heat conduction, the distribution of temperatures of heat carriers and the wall along the length of a given section of the channel. A mathematical model of heat transfer in a microchannel heat exchanger is developed taking into account the axial heat conduction along the wall.

Ключевые слова: продольная теплопроводность; эффективность; теплообменный аппарат; численное моделирование.

Key words: longitudinal heat transfer; efficiency; heat exchanger; numeral modeling.

Многие авторы, изучающие теплопередачу в микроканальных теплообменных аппаратах, утверждают, что их эффективность снижается ввиду влияния ряда факторов [1]. К ним относятся продольная теплопроводность (далее – ПТ), расходная неравномерность на входе в каналы, теплопритоки из окружающей среды.

В своей работе Кандликар [2] утверждал, что продольная теплопроводность оказывает существенное влияние тогда, когда толщина стенки канала соизмерима с его диаметром. Так как передача тепла конвективным путём и теплопроводностью в таком случае сопоставимы, продольной теплопроводностью нельзя пренебрегать. При этом в работе Шевича [3] отмечается, что продольная теплопроводность в стенке канала оказывает негативное влияние на средний температурный напор и эффективность теплообменного аппарата. Тепловой поток внутри стенки рекуперативного теплообменника, направленный в продольном

направлении, влияет на характер изменения температур теплоносителей по длине или высоте аппарата. Как следствие, выходная температура теплого потока повышается, а холодного – понижается. В результате эффективность ТА снижается. В микроканальных теплообменных аппаратах с короткими каналами продольная теплопроводность может существенно уменьшить передаваемый тепловой поток. Ввиду большого гидравлического сопротивления в таких аппаратах полезный тепловой эффект может стать ниже, чем затраты электроэнергии на прокачку теплоносителей. В [4] отмечается, что влияние продольной теплопроводности велико в том случае, когда теплоносителями являются газы, так как газы обладают низкой теплоёмкостью и низкими значениями коэффициентов теплоотдачи. Кроме того, это влияние увеличивается при малых характерных размерах канала, большой теплопроводности материала стенки трубы и маленьких числах Пекле.

Цель работы состояла в оценке влияния продольной теплопроводности на тепловую мощность теплообменного аппарата и на его эффективность. Для этого была записана математическая модель (1) – (4).

Для элементарного участка поверхности теплообмена было записано уравнение теплового баланса, в результате чего были получены две системы уравнений, описывающих изменение температур теплоносителей и стенки по длине канала с учетом и без учета влияния продольной теплопроводности.

Для прямоточной схемы движения теплоносителей:

$$\frac{dt_1}{dx} = -\frac{\alpha_1}{G_1 \cdot c_{p1}} \cdot (t_1 - t_w); \quad (1)$$

$$\frac{dt_2}{dx} = \frac{\alpha_2}{G_2 \cdot c_{p2}} \cdot (t_w - t_2); \quad (2)$$

– без учета влияния продольной теплопроводности:

$$\alpha_1 \cdot (t_1 - t_w) = \alpha_2 \cdot (t_w - t_2). \quad (3)$$

– с учетом влияния продольной теплопроводности: –

$$\alpha_1 \cdot (t_1 - t_w) = \alpha_2 \cdot (t_w - t_2) + (-\lambda_{cm}) \cdot \frac{d^2 t}{dx^2} \cdot \delta_{cm} \quad (4)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи со стороны горячего теплоносителя, Вт/(м·°C); t_1 – локальная температура горячего теплоносителя, °C; t_w – локальная температура стенки, °C; α_2 – коэффициент теплоотдачи со стороны холодного теплоносителя, Вт/(м²·°C); t_2 – локальная температура холодного теплоносителя, °C; δ_{cm} – толщина стенки канала, м; λ_{cm} – теплопроводность материала стенки канала, Вт/(м·°C).

Аналогичная система уравнений была составлена для противоточной схемы движения теплоносителей. Математические модели были реализованы в программной среде Matlab.

Для уравнений, описывающих изменение температуры теплоносителей, были заданы граничные условия первого рода – температуры теплоносителей на входе; для уравнения, описывающего изменение температуры разделяющей стенки – второго рода (а именно, нулевой тепловой поток в торцах канала).

Сделаны следующие допущения:

- 1) режим течения теплоносителей ламинарный;
- 2) жидкость несжимаемая;
- 3) теплофизические свойства жидкости зависят от температуры;
- 4) теплопроводность в продольном и поперечном направлениях одинакова;
- 5) рассматривается одномерный поток (поперечные составляющие скорости малы);
- 6) продольная теплопроводность в потоке жидкости пренебрежимо мала;
- 7) температура стенки одинакова с обеих сторон.

Также был проведён численный эксперимент. В расчётах варьировались следующие параметры: теплопроводность материала стенки, 50–400 Вт/(м·°C); максимальный температурный напор в

аппарате, 40–100 °С; отношение водяных эквивалентов теплоносителей. Результаты показали, что изменение первых двух параметров в указанных интервалах не оказывают существенного влияния на эффект продольной теплопроводности.

Наибольший эффект на решение оказывает изменение соотношения водяных эквивалентов. При $W_1/W_2 < 1$ и $W_1/W_2 \approx 1$ значения эффективности и передаваемого теплового потока для обеих схем движения падают. В последнем случае для противоточной схемы движения значения эффективности и передаваемого теплового потока снижаются на 3,5 и 2,2 % соответственно, а для прямоточной на 1,4 и 3,2 %.

Список использованных источников

1. Валуева Е. П. Особенности гидродинамики и теплообмена при течении в микроканальных технических устройствах. / Валуева Е. П., Гаряев А. Б., Клименко А. В. – М. : Издательский дом МЭИ, 2016. – 140 с.
2. Lin, T.-Y., Kandlikar, S. G. Heat Transfer Investigation of Air Flow in Microtubes. Part I: Effects of Heat Loss, Viscous Heating, and Axial Conduction. // ASME J. Heat Transfer. – 2013. – № 135 (3). – P. 031703.
3. Шевич Ю. А. Разработка и исследование высокоэффективных теплообменных аппаратов матричного и планарного типов для компактных низкотемпературных систем и установок: дис. ... докт. техн. наук : 05.04.03 / Шевич Ю. А. ; МГТУ им. Н. Э. Баумана. М., 2008. – 347 с.
4. Hetsroni, G., Mosyak, A., Pogrebnyak, E., and Yarin, L. P. Heat Transfer in Micro-Channels: Comparison of Experiments With Theory and Numerical Results. // Int. J. Heat Mass Transfer. – 2005. – № 48. – P. 5580–5601.

УДК 697.9

О СОПРОТИВЛЕНИИ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ

ABOUT THE RESISTANCE OF VENTILATION SYSTEMS

Муфтахутдинова З. Р.

Ижевский государственный технический университет,

г. Ижевск, zulfiya.muft@gmail.com